文章编号:1000-4939(2023)04-0754-07

一种直升机机载跟瞄系统被动隔振平台设计

霍健,徐耀玲

(燕山大学建筑工程与力学学院,066004 秦皇岛)

摘　要:隔振平台连接直升机机体与光电跟瞄吊舱,对机载跟瞄系统的跟瞄精度至关重要。采用多个笼形隔振器并联,设计了一种直升机机载跟瞄系统的被动隔振平台。由欧拉变换描述隔振平台的空间姿态,基于 Lagrange 方法建立隔振平台的动力学模型,获得了不同激振频率下隔振平台的振动传递率。利用 ANSYS 动力学仿真验证了隔振平台理论模型的正确性,校核了大过载情况下隔振平台的冗余保护能力。通过实际飞行测试,检验了隔振平台的隔振效果。

关键词:直升机;跟瞄系统;被动隔振;振动传递率

中图分类号: TH122　　**文献标志码**:A　　**DOI**:10.11776/j.issn.1000-4939.2023.04.003

Design of passive vibration isolation platform for helicopter airborne tracking-aiming system

HUO Jian,XU Yaoling

(School of Civil Engineering and Mechanics,Yanshan University,066004 Qinhuangdao,China)

Abstract: Vibration isolation platform connects the photoelectric tracking-aiming pod to the helicopter body,and is significant to tracking accuracy of the airborne tracking-aiming system. Employing the parallel structure of multiple cage vibration isolators,a new passive vibration isolation platform for the helicopter tracking system is designed. The spatial pose of the isolation platform is described by Euler transformation, and the dynamic model is established based on the Lagrange dynamics method,and the vibration transmission rate under different excitation frequencies is obtained. The correctness of the theoretical model of the vibration isolation platform is verified by using ANSYS dynamics module simulation,the redundant protection capability of the vibration isolation platform under high overload is checked,the isolation effect is investigated by flight test.

Key words: helicopter; tracking-aiming system; passive vibration; vibration transmissibility

直升机是近地航空侦查、打击的主要装备,凭借现代化的机载跟瞄系统,可以对目标实施连续的跟踪观察并引导武器系统对目标进行精确打击。气流和直升机机体的振动会引起机载跟瞄系统的角振动和线振动,对视轴稳定影响显著[1]。美国空军实验室的一项研究中还表明,机载电子设备故障数的67%是由振动和冲击引起的[2]。因此,跟瞄系统和机体之间的隔振措施对保证机载跟瞄系统的跟瞄精

收稿日期:2022-04-27　　**修回日期**:2023-06-25
通信作者:徐耀玲,教授。E-mail:xylysujg@ysu.edu.cn
引用格式:霍健,徐耀玲. 一种直升机机载跟瞄系统被动隔振平台设计[J]. 应用力学学报,2023,40(4):754-760.
HUO Jian,XU Yaoling. Design of passive vibration isolation platform for helicopter airborne tracking-aiming system[J]. Chinese journal of applied mechanics,2023,40(4):754-760.

度和设备的安全可靠至关重要。

机载跟瞄系统的隔振方式分为主动隔振和被动隔振。主动隔振通过向隔振对象施加驱动(力、速度、加速度)抵消其相应运动,可在较宽频段范围内快速抑制振动。主动隔振一般结构复杂,系统的重量和体积相对较大并且造价较高。被动隔振结构简单、造价低,一般在中、高频段有着良好的隔振效果,通过优化隔振器的结构也能使其在低频段实现优异的隔振效果[3]。学者们对不同类型隔振器的特点进行了研究,蝶形弹簧隔振器具有单位承载能力强及非线性载荷-变形特性,作为冲击机械的隔振器有较高的性价比[4];囊式空气弹簧隔振器可通过调节气体压强方便地改变隔振器的刚度,但该隔振器对工作环境要求苛刻,同时配气设施限制了使用场景[4];筒形金属橡胶隔振器适用微幅隔振系统,能够在超低温、腐蚀性介质、高真空的恶劣环境有优秀的工作表现[5-6]。

针对某察打一体直升机原有机载跟瞄系统隔振平台性能不佳的情况,通过分析激振下隔振系统的空间运动状态,设计一款结构可靠、隔振效果突出、能够全天候工作的被动隔振平台。采用 LAGRANGE 方法[7]建立隔振系统的动力学方程,由四阶 Runge-Kutta 法求解了系统的动力学响应并与 ANSYS 仿真结果进行了对比,绘制了频率比在 0 ~ 5 之间的隔振平台的振动传递率曲线。通过实际飞行测试,检验了隔振平台的隔振效果。

1　机载隔振平台的结构和理论模型

1.1　直升机振动环境和被动隔振理论

直升机外挂设备最主要的振源来自直升机旋翼。飞行过程中主旋翼和尾桨切割空气,随着飞行速度的提升,桨尖处的压缩气体出现气流分离现象,气动激振力急剧增大,桨叶在气流作用下发生挥舞、摆振和扭转变形,在桨毂处产生周期性交变力和交变力矩[8-9]。机载外挂设备受到的激励可分解为 6 个自由度方向(3 个线运动和 3 个角运动)的独立激励,其中角运动激励频段比线运动激励频段高[10]。

采用被动隔振技术的隔振平台一般要求在系统 6 个自由度方向上的激振频率最小值大于隔振平台最大固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍,或在系统主要激振方向上激振频率最小值大于固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍,次要激振方向上适量放宽[11]。

1.2　隔振平台结构设计

隔振平台由动平台、静平台和两者之间的笼形隔振器组成,如图 1(a)所示。根据尺寸和布线要求,动、静平台选为内外半径分别为 90 mm 和 150 mm、厚度 8 mm 为的圆环。所设计的笼形隔振器由空腔金属笼网、金属橡胶、安装法兰和连接销组成,如图 1(b)所示。空腔金属笼网材料为 60Si2MnA,用于抵抗变形并产生恢复力。金属橡胶由 0.3 mm 丝径的高猛氮不锈钢(10Cr21Mn16NiN)构成,作为能量耗散元件,金属丝的变形可存储能量,金属丝间的摩擦也可产生热能并向周围空气散发。笼形隔振器重量为 0.074 kg,其独特的结构使其在不同侧向上拥有基本相同的刚度和阻尼。笼形隔振器通过安装螺栓与动、静平台相连,其对称安装布局方式可降低系统运动耦合的发生[11]。本隔振平台采用 4 个笼形隔振器对称安装的布局方式。

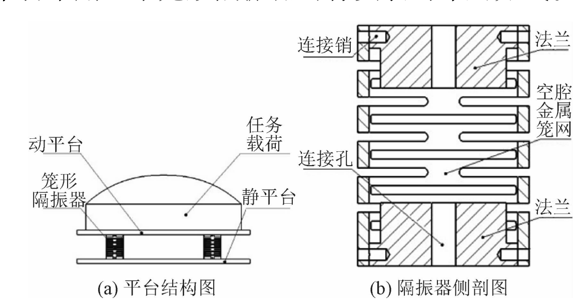


图 1　隔振平台示意图

Fig. 1　Vibration isolation platform

1.3　隔振平台坐标系

动、静平台可视为刚体,在静平台中心建立随基座运动的静坐标系 $OXYZ$(图 2),用于描述动平台上任意一点位移,在动平台中心建立随任务载荷运动的动坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$。在三维空间中,动坐标系中各点的位姿向静坐标系中转换通过旋转矩阵来实现[12]。

采用 Z-Y-X 定向旋转方向模式[13],以 γ、β、α 表示动平台绕任意点的有效转动角度。动平台旋转后,从动坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 到静坐标系 $OXYZ$ 的旋转矩阵为[14]

$$\boldsymbol{R}_{xyz}=\begin{bmatrix}\cos\beta\cos\gamma & -\cos\alpha\sin\gamma+\sin\alpha\sin\beta\cos\gamma & \sin\alpha\sin\gamma+\cos\alpha\sin\beta\cos\gamma\\ \cos\beta\sin\gamma & \cos\alpha\cos\gamma+\sin\alpha\sin\beta\sin\gamma & -\sin\alpha\cos\gamma+\cos\alpha\sin\beta\sin\gamma\\ -\sin\beta & \sin\alpha\cos\beta & \cos\alpha\cos\beta\end{bmatrix}\tag{1}$$

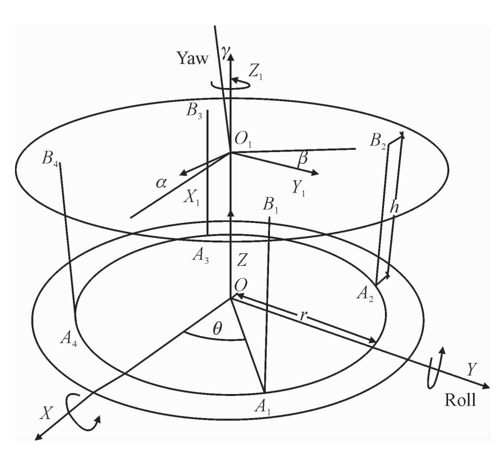


图2 隔振平台坐标系

Fig. 2 The coordinate system of the isolation platform

动平台角速度 $\boldsymbol{\omega}_p$ 为

$$\boldsymbol{\omega}_p=\begin{bmatrix}\cos\beta\cos\gamma & -\sin\gamma & 0\\ \cos\beta\sin\gamma & \cos\gamma & 0\\ -\sin\beta & 0 & 1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\alpha}\\ \dot{\beta}\\ \dot{\gamma}\end{bmatrix}\tag{2}$$

1.4 隔振平台动力学方程

采用基于能量概念的拉格朗日方法,在系统静平衡位置建立以广义坐标 ψ 表示的无阻尼振动系统拉格朗日方程,即

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial E_k(\psi,\dot{\psi})}{\partial\dot{\psi}}\right)-\frac{\partial E_k(\psi,\dot{\psi})}{\partial\psi}+\frac{\partial E_P(\psi)}{\partial\psi}=\boldsymbol{P}(t)\tag{3}$$

其中: E_k 为系统总动能; E_p 为系统总势能。

由于笼形隔振器质量相对于隔振系统总质量非常小,在微幅振动下,可不计其能量[15]。总动能 E_k 可表示为

$$E_k(\psi,\dot{\psi})=\frac{1}{2}m\boldsymbol{\nu}_\psi^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\nu}_\psi+\frac{1}{2}\boldsymbol{\omega}_p^{\mathrm{T}}\boldsymbol{I}_c\boldsymbol{\omega}_P\tag{4}$$

其中: m 为系统质量; $\boldsymbol{\nu}_\psi$ 为平台线速度向量; $\boldsymbol{\omega}_P$ 为平台旋转角速度向量;转动惯量矩阵为

$$\boldsymbol{I}_c=\boldsymbol{R}_{xyz}\boldsymbol{I}\boldsymbol{R}_{xyz}\tag{5}$$

其中, $\boldsymbol{I}=\mathrm{diag}(I_x,I_y,I_z)$, I_x、I_y 和 I_z 为任务载荷的转动惯量。

将式(4)代入式(3),得系统动力学标准方程为

$$\boldsymbol{M}(\psi)\ddot{\psi}+\boldsymbol{C}(\psi,\dot{\psi})\dot{\psi}+\boldsymbol{K}(\psi)\psi=\boldsymbol{P}(t)\tag{6}$$

其中: $\boldsymbol{M}(\psi)$ 为系统惯性矩; $\boldsymbol{C}(\psi,\dot{\psi})\dot{\psi}$ 为离心力-哥式力矩阵;刚度矩阵 $\boldsymbol{K}(\psi)=\dfrac{\partial E_p(\psi)}{\partial\psi}$,均为 6×6 矩阵。这些矩阵的表达式为

$$\boldsymbol{M}(\psi)=\begin{bmatrix}m&0&0&0&0&0\\0&m&0&0&0&0\\0&0&m&0&0&0\\0&0&0&m_{44}&m_{45}&m_{46}\\0&0&0&m_{54}&m_{55}&0\\0&0&0&m_{64}&0&I_x\end{bmatrix}\tag{7}$$

式中

$$m_{44}=I_x\sin^2\beta+I_y\sin^2\beta\cos^2\beta+I_z\cos^2\alpha\cos^2\beta,$$
$$m_{55}=I_y\cos^2\alpha+I_z\sin^2\alpha,$$
$$m_{45}=m_{54}=(I_y-I_z)\sin\alpha\cos\alpha\cos\beta,$$
$$m_{46}=m_{64}=-I_x\sin\beta$$

随机振动的能量经过隔振平台降低,残存的能量仍可导致系统的离心力和哥式力突变。离心力-哥式力矩阵 $\boldsymbol{C}(\psi,\dot{\psi})\dot{\psi}$ 通过式(8)求解[16-17]

$$\boldsymbol{C}(\psi,\dot{\psi})\dot{\psi}=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial\boldsymbol{M}_{kj}(\psi)}{\partial\psi_i}+\frac{\partial\boldsymbol{M}_{ki}(\psi)}{\partial\psi_j}-\frac{\partial\boldsymbol{M}_{ij}(\psi)}{\partial\psi_k}\right)\dot{\psi}_i\tag{8}$$

$$\boldsymbol{C}(\psi,\dot{\psi})=\begin{bmatrix}0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0\\0&0&0&c_{44}&c_{45}&c_{46}\\0&0&0&c_{54}&c_{55}&c_{56}\\0&0&0&c_{64}&c_{65}&0\end{bmatrix}\tag{9}$$

式中

$$c_{44}=(I_y-I_z)(\sin\beta+1-2\sin^2\alpha)\dot{\beta}-\frac{1}{2}\dot{\alpha}I_z\sin(2\alpha)\cos^2\beta+\sin\beta(I_z\sin^2\alpha-2I_y\sin^2\beta+I_x)\dot{\beta},$$

$$c_{55}=-\frac{1}{2}\sin(2\alpha)[I_x-I_z+(I_y-I_z)\sin\beta]\dot{\alpha},$$

$$c_{46}=c_{64}=-\frac{1}{2}\dot{\beta}I_x\cos\beta,$$

$$c_{45}=c_{54}=\sin\beta[I_x+I_y\cos(2\beta)-I_z\cos^2\alpha]\dot{\alpha}-\frac{1}{2}\sin(2\alpha)[I_x-I_z+(I_y-I_z)\sin\beta]\dot{\beta}-\frac{1}{2}\dot{\gamma}I_x\cos\beta+(I_y-I_z)\cos(2\alpha)\dot{\alpha},$$

$$c_{56} = c_{65} = -\frac{1}{2}\dot{\alpha} I_x \cos\beta$$

$$\boldsymbol{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{15} & 0 \\ 0 & k_{22} & 0 & k_{24} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{42} & 0 & k_{44} & 0 & 0 \\ k_{51} & 0 & 0 & 0 & k_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{66} \end{bmatrix} \tag{10}$$

式中

$$k_{11} = r[(\sin\alpha\sin\gamma + \cos\alpha\sin\beta\cos\gamma)h + nx_m]k_x,$$

$$k_{22} = r[(-\sin\alpha\cos\gamma + \cos\alpha\sin\beta\sin\gamma)h + ny_m]k_y,$$

$$k_{33} = r[(\cos\alpha\cos\beta)h + nz_m]k_z,$$

$$k_{44} = r^2(\sum_{i=1}^{n}\sin^2\theta)\sin(\alpha+\alpha_m)(1 - \cos(\alpha+\alpha_m))k_y + r^2(\sum_{i=1}^{n}\sin^2\theta)\sin(\alpha + \alpha_m)\cos(\alpha+\alpha_m)k_z,$$

$$k_{55} = r^2(\sum_{i=1}^{n}\sin^2\theta)\sin(\alpha+\alpha_m)(1 - \cos(\alpha+\alpha_m))k_x + r^2(\sum_{i=1}^{n}\cos^2\theta)\sin(\beta + \beta_m)\cos(\beta+\beta_m)k_z,$$

$$k_{66} = r^2\sum_{i=1}^{n}[(\cos(\theta-\gamma-\gamma_m) - \cos\theta)\sin(\theta-\gamma-\gamma_m)]k_x + r^2\sum_{i=1}^{n}[(\sin\theta - \sin(\theta-\gamma-\gamma_m))\cos(\theta-\gamma-\gamma_m)]k_y,$$

$$k_{15} = k_{51} = n\beta k_x l,$$

$$k_{24} = k_{42} = n\alpha k_y l$$

其中：$[x_m \quad y_m \quad z_m \quad \alpha_m \quad \beta_m \quad \gamma_m]^{\mathrm{T}}$ 表示动坐标系的初始位姿；l 表示任务载荷质心距离 O_1 的垂直距离；k_x、k_y 表示隔振器侧向刚度；k_z 表示隔振器轴向刚度。

2　隔振系统动力学仿真评估

2.1　隔振系统有限元模型

与任务载荷相比，隔振系统的转动惯量很小。根据任务载荷形状、质量分布及转动惯量的具体情况，有限元分析时将任务载荷等效为 φ200 mm × 8 mm、密度为 119.426 g/cm^3 的圆柱体。笼形隔振器的密度为 7.85 g/cm^3。动、静平台和等效载荷采用 10 节点的 solid187 单元进行自由网格划分，笼形隔振器采用 20 节点的 solid45 单元并通过扫略的方式划分网格，无阻尼隔振系统有限元网格如图 3 所示。

有限元计算表明，当沿横、纵向和垂向发生 3g 过载时，隔振平台的强度安全系数分别为 1.9 和 2.2。

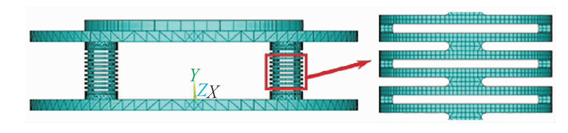


图 3　隔振系统有限元网格

Fig. 3　The FE model of vibration isolation system

2.2　隔振平台刚度测量

理论模型求解时需要已知系统的刚度，通过实验测量了系统的刚度并与有限元结果进行了对比，测试设备和现场如图 4 所示。



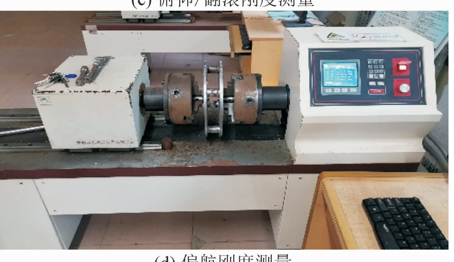
(a) 横/纵向刚度测量



(b) 垂向刚度测量



(c) 俯仰/翻滚刚度测量



(d) 偏航刚度测量

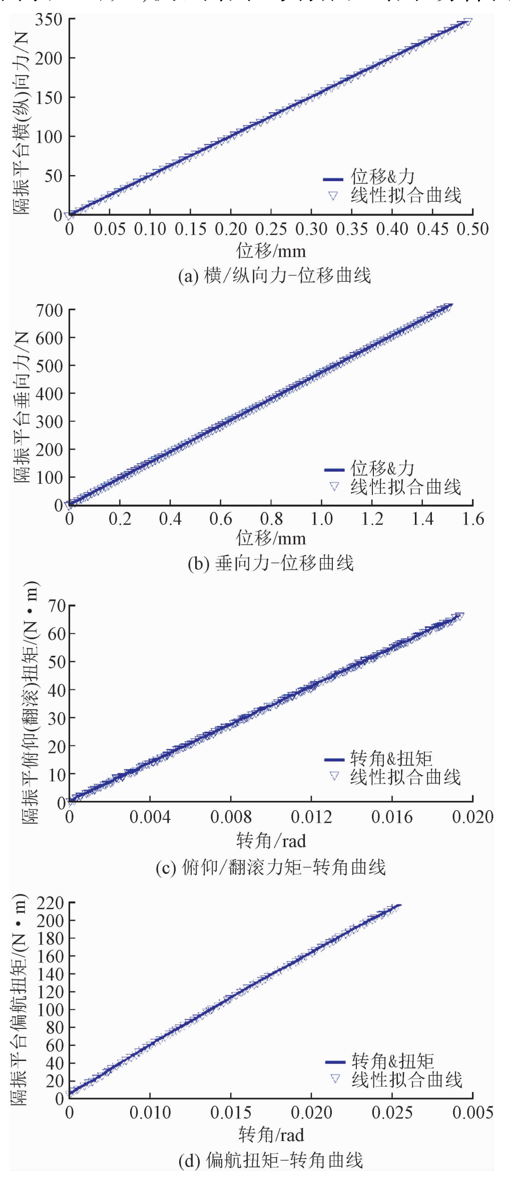
图 4　隔振平台刚度测量

Fig. 4　Stiffness measurement of vibration isolation platform

横向/纵向刚度测量使用卧式压力试验机对动平台侧向施加推力,加载速率 5 mm/min,加载位移 0.5 mm。垂向刚度测量采用立式万能压力试验机对动平台施加压力,加载速率 5 mm/min,加载位移 1.5 mm。俯仰/翻滚回转刚度测量采用扭转实验机对动平台施加绕 X_1/Y_1 轴的力矩,加载速率为 1°/min,加载角度为 1°。偏航回转刚度测量采用扭转实验机对动平台施加绕 Z_1 轴的扭矩,加载速率为 1°/min,加载角度为 1°。测试结果如图 5 所示,可见力与位移成线性关系。表 1 给出了测量值 k_{test} 与有限元结果 k_{ansys} 对比,其中误差计算公式为

$$\Delta = \frac{k_{test} - k_{ansys}}{k_{test}} \times 100\% \tag{11}$$

由表 1 可知,测试结果与有限元结果吻合良好。



(a) 横/纵向力-位移曲线

(b) 垂向力-位移曲线

(c) 俯仰/翻滚力矩-转角曲线

(d) 偏航扭矩-转角曲线

图 5 刚度测试结果

Fig. 5 Stiffness measurement results

表 1 刚度测量结果与有限元结果的对比

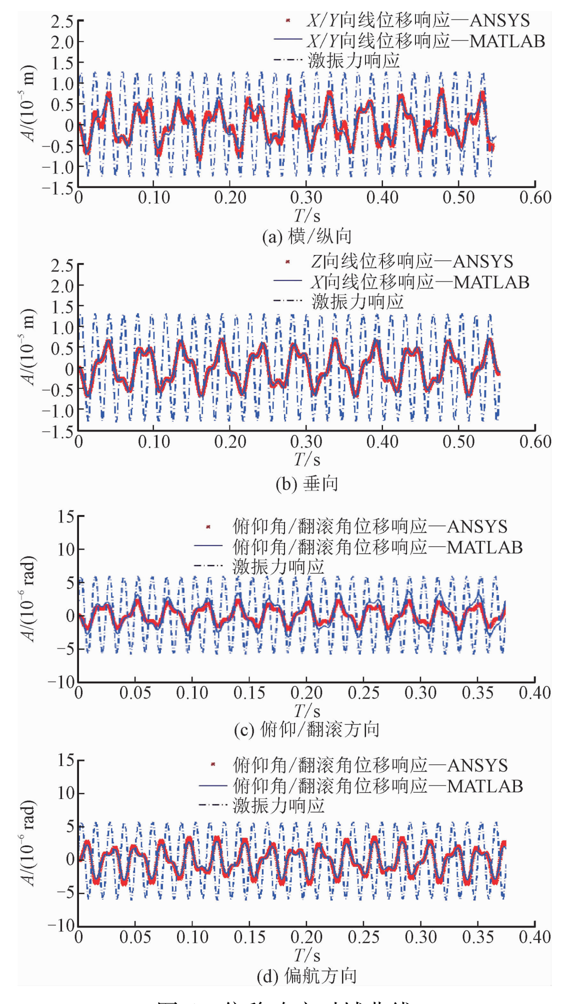
Tab. 1 Stiffness measurement results and comparison with the results from the finite element method

项目	横/纵/(N·mm⁻¹)	垂向/(N·mm⁻¹)	俯仰/翻滚/(N·m·rad⁻¹)	偏航/(N·m·rad⁻¹)
有限元	521.2	446.2	3 212.8	11 152.4
测试值	502.1	474.2	3 414.2	10 397.0
误差	-3.6%	+6.3%	+6.2%	-6.1%

2.3 隔振系统理论模型的验证

为了验证理论模型的正确性,将理论模型的计算结果与有限元结果进行比较,隔振系统有限元模型结构参数如表 2 所示。

依据军用装备实验室环境试验方法第 16 部分,对静平台节点施加简谐位移激振[18]。有限元模型采用 ANSYS 瞬态仿真模块求解,理论模型的求解采用四阶 Runge-Kutta 法。任务载荷质心位移响应时域结果的比较如图 6 所示。



(a) 横/纵向

(b) 垂向

(c) 俯仰/翻滚方向

(d) 偏航方向

图 6 位移响应时域曲线

Fig. 6 Displacement response time domain curve

表 2　隔振系统结构参数

Tab. 2　Structural parameters of vibration isolation system

项目	质量/kg	转动惯量/(kg · m²)		
		J_X	J_Y	J_Z
隔振系统	30.0	0.079	0.071	0.156

由图 6 可见，理论结果与有限元结果一致，验证了理论模型的正确性。

2.4　隔振系统振动传递率扫频曲线

隔振系统振动传递率定义为系统稳态运动时目标响应幅值与激励幅值之比，图 7 给出了隔振系统在频率比 0 ~ 5 区间的位移振动传递率。由图可见，对线振动（图 7a 和 7b），系统共振时传递率峰值约为 10，但共振区间窄，有利于快速跨过共振区间发挥隔振效果。对角振动（图 7c 和 7d），系统共振时的传递率约为 1.6。在频率比为 2 时，隔振系统可实现约 70% 的振幅衰减。

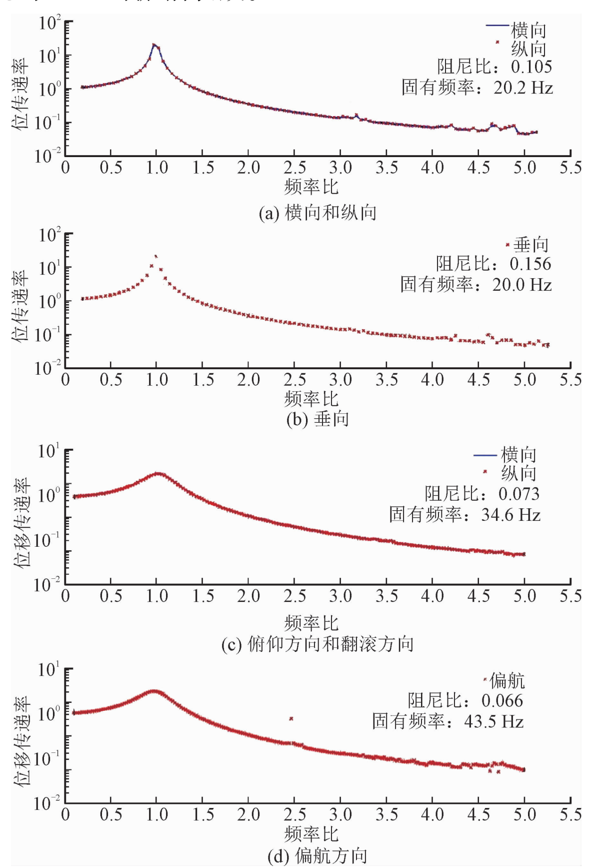


图 7　位移振动传递率曲线

Fig. 7　Displacement vibration transmission rate curve

3　飞行测试

将所设计的隔振平台安装于直升机上进行飞行测试，得到了各方向的加速度传递率并与原隔振平台的测试结果进行了对比，如图 8 所示。

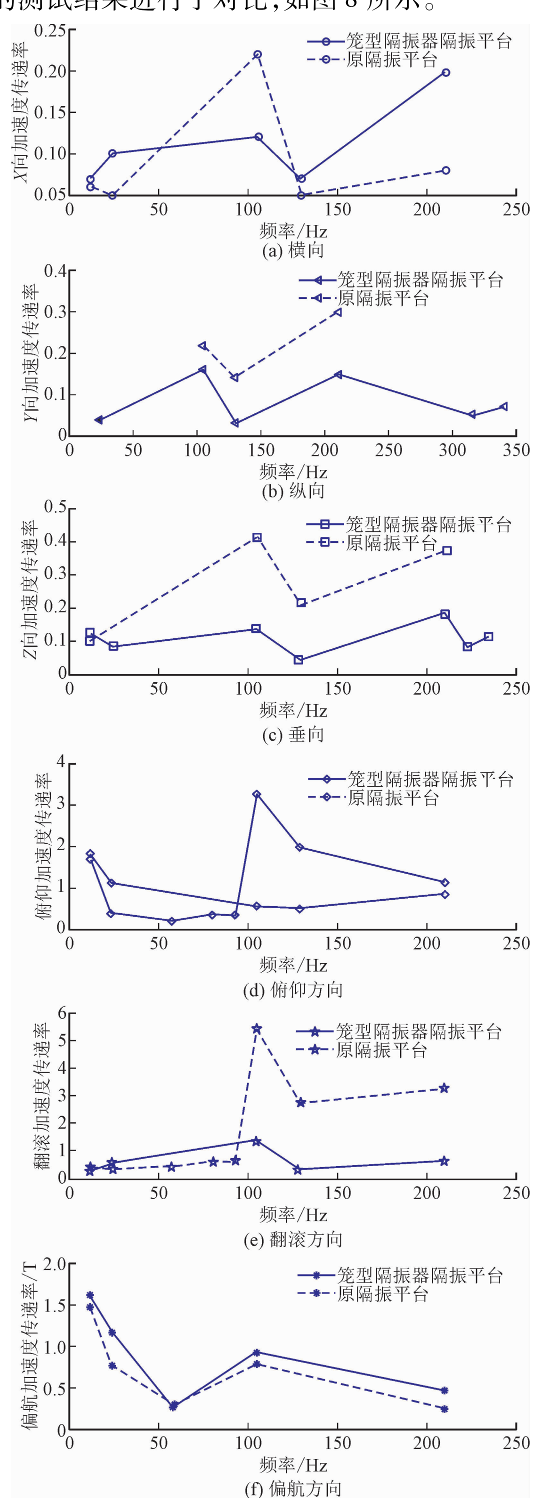


图 8　隔振平台飞行减振振动测试

Fig. 8　Flight vibration test of vibration isolation platform

图 8(a) ~ (c) 为 3 个线振动的测试结果对比，可见在线振动所关心的频段（60 ~ 120 Hz）上，新隔振平台的隔振效果优于原隔振平台。图 8(d) ~ (f) 为 3 个角振动的测试结果对比，在角振动所关心的

相对较高频段(80 ~ 210 Hz)上,俯仰方向和翻滚方向的隔振效果较原隔振平台有明显的提升,而偏航方向隔振效果与原新隔振平台基本持平。

测试结果表明,所设计的笼形隔振器隔振平台能比原平台更有效地过滤向机载跟瞄系统传递的振动能量。该设计方案已被采纳。

4 结 论

采用笼形隔振器,设计了一种直升机机载跟瞄系统的被动隔振平台。建立了平台的理论模型并验证了正确性,获得了不同激振频率下隔振平台的振动传递率,校核了大过载情况下隔振平台强度的冗余保护能力。结论如下。

1)隔振系统的线振动共振区间窄,有利于快速跨过共振区。而对角振动,共振时的振动传递率较低,约为 1.6。频率比为 2 时,隔振系统可以实现约 70% 振幅衰减。

2)通过实际飞行测试,在所关心的频段,所设计的隔振平台的隔振效果总体上大幅优于原有平台,且满足全天候任务的需求。

参考文献:

[1] 赵鹏,杨牧,张葆. 航空机载光学设备的振动分析及座架减震器的设计[J]. 光学精密工程,1997,5(3):58-63.
ZHAO Peng,YANG Mu,ZHANG Bao. The viberation analysis and damper design of optic instrument in flying platform[J]. Optics and precision engineering,1997,5(3):58-63(in Chinese).

[2] HIENONEN R,KARJALAINEN M,LANKINEN R. Verification of the thermal design of electronic equipment[EB/OL]. [2021-12-02]. https://publications. vtt. fi/pdf/publications/1997/P320. pdf.

[3] 邹经湘,于开平. 结构动力学[M]. 2 版. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2009.

[4] 黄映云,吴善跃,朱石坚. 囊式空气弹簧隔振器的特性计算研究[J]. 振动工程学报,2004,17(2):249-252.
HUANG Yingyun,WU Shanyue,ZHU Shijian. The characteristics calculation of pneumatic vibration isolator[J]. Journal of vibration engineering,2004,17(2):249-252(in Chinese).

[5] 夏宇宏,姜洪源,魏浩东,等. 金属橡胶隔振器抗冲击性能研究[J]. 振动与冲击,2009,28(1):72-75.
XIA Yuhong,JIANG Hongyuan,WEI Haodong,et al. Shock protection characteristics of metal rubber isolators[J]. Journal of vibration and shock,2009,28(1):72-75(in Chinese).

[6] 姜洪源,夏宇宏,敖宏瑞,等. 航空发动机用特种金属橡胶构件的应用研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2003,16(3):1-5.
JIANG Hongyuan,XIA Yuhong,AO Hongrui,et al. Research on the application of special metal rubber components used in aero engine[J]. Gas turbine experiment and research,2003,16(3):1-5(in Chinese).

[7] ABDELLATIF H,HEIMANN B. Computational efficient inverse dynamics of 6-DOF fully parallel manipulators by using the Lagrangian formalism[J]. Mechanism and machine theory,2009,44(1):192-207.

[8] 柳文林,穆志韬,段成美. 直升机振动与减振特性分析[J]. 海军航空工程学院学报,2004,19(5):533-536.
LIU Wenlin,MU Zhitao,DUAN Chengmei. Research on vibration and vibration reduction characteristics of helicopter[J]. Journal of Naval Aeronautical Engineering Institute,2004,19(5):533-536(in Chinese).

[9] 邵忍平,沈允文,刘更,等. 直升机旋翼传动系统固有振动特性的研究[J]. 机械科学与技术,1997,16(3):523-526.
SHAO Renping,SHEN Yunwen,LIU Geng,et al. Study on dynamic characteristic of transmission system for helicopter rotary wings[J]. Mechanical science and technology,1997,16(3):523-526(in Chinese).

[10] 冯志壮,钱峰,程起有,等. 新型液弹隔振器设计与仿真[J]. 航空学报,2017,38(增刊1):81-87.
FENG Zhizhuang,QIAN Feng,CHENG Qiyou,et al. Design and simulation for new fluid elastomer vibration isolator[J]. Acta aeronautica et astronautica Sinica,2017,38(S1):81-87(in Chinese).

[11] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海:上海科学技术文献出版社,1986.

[12] 蔡倩玲. 用于轮毂抛光的六自由度并联机构设计及分析[D]. 秦皇岛:燕山大学,2018.

[13] 黄真,孔令富,方跃法. 并联机器人机构学理论及控制[M]. 北京:机械工业出版社,1997.

[14] 李耀. 六自由度隔振平台的设计与分析[D]. 南京:南京航空航天大学,2015.

[15] 吴江宁. 并联式六自由度平台及其控制研究[D]. 杭州:浙江大学,1996.

[16] 钟万勰. 应用力学对偶体系[M]. 北京:科学出版社,2002.

[17] 张文. 转子动力学理论基础[M]. 北京:科学出版社,1990.

[18] 中国人民解放军总装备部. 军用装备实验室环境试验方法 第16 部分:振动试验:GJB 150. 16A-2009[S]. 北京:中国人民解放军总装备部,2009.

(编辑 黄崇亚 张璐)